



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 **Offenlegungsschrift**
10 **DE 100 43 751 A 1**

51 Int. Cl.⁷:
F 16 H 3/62
F 16 H 3/66

21 Aktenzeichen: 100 43 751.6
22 Anmeldetag: 5. 9. 2000
43 Offenlegungstag: 13. 6. 2001

DE 100 43 751 A 1

30 Unionspriorität:
425775 22. 10. 1999 US
71 Anmelder:
General Motors Corporation, Detroit, Michigan, US
74 Vertreter:
Manitz, Finsterwald & Partner GbR, 80538 München

72 Erfinder:
Ross, Christopher Brian, Chelsea, Mich., US; Sefcik,
Michael Colby, Linden, Mich., US

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Mehrgang-Schaltgetriebe

57 Ein Antriebsstrang weist ein Mehrgang-Schaltgetriebe auf, das eine Planetenradanordnung mit drei einfachen Planetenradsätzen und sechs selektiv in Eingriff bringbaren, fluidbetätigten Reibungsdrehmomentübertragungsmechanismen umfaßt. Ein Freilaufdrehmomentübertragungsmechanismus ist in paralleler Antriebsbeziehung mit einem der Reibungsdrehmomentübertragungsmechanismen angeordnet. Das selektive Ineingriffbringen der Reibungsdrehmomentübertragungsmechanismen wird sieben Vorwärtsantriebsübersetzungen, einen Neutralzustand und eine Rückwärtsantriebsübersetzung herstellen. Alle Vorwärtsübersetzungswechsel sind Schaltvorgänge mit einem einzigen Übergang, und alle Schaltvorgänge unter Auslassung einer einzigen Übersetzung sind Schaltvorgänge mit einem einzigen Übergang. Die sieben Vorwärtsantriebsübersetzungen umfassen vier Underdrive-Übersetzungen, eine direkte Antriebsübersetzung und zwei Overdrive-Übersetzungen. Die Planetenradanordnung kann gesteuert werden, um sechs Vorwärtsantriebsübersetzungen mit entweder einer Overdrive-Übersetzung und vier Underdrive-Übersetzungen oder zwei Overdrive-Übersetzungen und drei Underdrive-Übersetzungen herzustellen. Eine Fünfgang-Anordnung weist vier Underdrive-Vorwärtsübersetzungen, eine direkte Vorwärtsübersetzung, einen Neutralzustand und eine Rückwärtsantriebsübersetzung auf, während sie das Weglassen von einem der Reibungsdrehmomentübertragungsmechanismen gestattet.

DE 100 43 751 A 1

Beschreibung

Diese Erfindung betrifft Schaltgetriebe und insbesondere Mehrgang-Schaltgetriebe mit drei einfachen Planetenradsätzen.

Viele der gegenwärtigen Automobilhersteller verwenden Fünfgang-Automatikgetriebe, die drei Planetenradsätze umfassen. Es sind in der letzten Zeit auch eine Anzahl von Patenten veröffentlicht worden, die Fünfgang-Automatikgetriebe mit drei Planetenradsätzen beschreiben, und einige, die Fünfgang-Automatikgetriebe mit zwei Planetenradsätzen beschreiben, die eine kontinuierliche Antriebsverbindung und eine selektive Antriebsverbindung zwischen den Planetenradsätzen umfassen. Die meisten dieser Getriebe mit zwei Planetenradsätzen umfassen einen einfachen Planetenradsatz und einen zusammengesetzten Planetenradsatz. Die Getriebe mit drei Planetenradsätzen weisen zumindest eine kontinuierliche Antriebsverbindung auf, die ein Element jedes Planetenradsatzes vereint, oder einen Kupplungsmechanismus, der die drei Zahnradsätze vereinen wird. Diese Mehrgang-Schaltgetriebe umfassen wenigstens einen selektiv in Eingriff bringbaren Drehmomentübertragungsmechanismus für jede der Vorwärtsdrehzahlen. Mit anderen Worten weist ein Fünfgang-Getriebe fünf selektiv in Eingriff bringbare Drehmomentübertragungsmechanismen auf. Im allgemeinen umfassen die Drehmomentübertragungsmechanismen drei Kupplungen und zwei Bremsen.

Ein Getriebe, das in dem US-Patent Nr. 4 070 927 von Polak beschrieben ist, das am 31. Januar 1978 veröffentlicht wurde, weist drei einfache Planetenradsätze auf, die durch fünf Drehmomentübertragungsmechanismen gesteuert werden, um sechs Vorwärtsübersetzungen und eine Rückwärtsübersetzung zu erzeugen. Dieses Getriebe erzeugt drei Underdrive-Übersetzungen (Übersetzungen ins Langsame), eine direkte Antriebsübersetzung und zwei Overdrive-Übersetzungen (Übersetzungen ins Schnelle) in der Vorwärtsrichtung. Um eine siebte Übersetzung bereitzustellen, arbeitet Polak einen zusätzlichen Planetenradsatz ein.

Es ist ein Ziel der vorliegenden Erfindung, ein verbessertes Mehrgang-Schaltgetriebe mit drei einfachen Planetenradsätzen zu schaffen.

In einem Aspekt der Erfindung werden die drei einfachen Planetenradsätze durch mehrere selektiv in Eingriff bringbare Drehmomentübertragungsmechanismen gesteuert, um sieben Vorwärtsübersetzungen, eine Rückwärtsübersetzung und einen Neutralzustand zu schaffen. In einem weiteren Aspekt der vorliegenden Erfindung werden die sieben Vorwärtsübersetzungen mit Leerlaufbremsen und die Rückwärtsübersetzung durch den sinnvollen Eingriff der sechs Drehmomentübertragungsmechanismen hergestellt.

In einem anderen Aspekt der vorliegenden Erfindung stellt eine Freilaufdrehmomentübertragungseinrichtung den Reaktionsmechanismus zur Festlegung an Fahrzeugmasse für die ersten und zweiten Vorwärtsübersetzungen bereit, wenn kein Leerlaufbremsen erwünscht ist. In einem weiteren Aspekt der vorliegenden Erfindung umfassen zwei der Planetenradsätze jeweils ein Element, das für eine kontinuierliche Drehung mit einer Abtriebswelle verbunden ist, und jeweils ein weiteres Element, das zur gemeinsamen Rotation verbunden ist.

Ferner weist erfindungsgemäß jeder der Planetenradsätze mindestens ein Element auf, das mit einer Abtriebswelle über einen selektiv in Eingriff bringbaren Kupplungsmechanismus verbindbar ist. Außerdem weist erfindungsgemäß der dritte der Planetenradsätze ein Element auf, das zur gemeinsamen Rotation mit einem Element von einem der anderen beiden Planetenradsätze und mit einer selektiv in Eingriff bringbaren Reibungsbremse verbunden ist. Zudem

werden gemäß der vorliegenden Erfindung die drei Planetenradsätze durch die selektiv in Eingriff bringbaren Drehmomentübertragungsmechanismen gesteuert, um vier Underdrive-Übersetzungen, eine direkte Antriebsübersetzung und zwei Overdrive-Übersetzungen zu erzeugen.

In einem weiteren Aspekt der vorliegenden Erfindung können die drei Planetenradsätze gesteuert werden, um ein Sechsgang-Getriebe bereitzustellen, das vier Underdrive-Übersetzungen und eine Overdrive-Übersetzung aufweist, ein Sechsgang-Getriebe bereitzustellen, das drei Underdrive-Übersetzungen und zwei Overdrive-Übersetzungen aufweist, und ein Fünfgang-Getriebe bereitzustellen, das vier Underdrive-Übersetzungen und eine direkte Antriebsübersetzung aufweist, mit nur zwei selektiv in Reibungseingriff bringbaren Kupplungen und drei selektiv in Eingriff bringbaren Reibungsbremsen. Ferner weist erfindungsgemäß einer der Planetenradsätze ein Element auf, das in kontinuierlicher Antriebsverbindung mit der Abtriebswelle steht, sowie ein Element, das selektiv mit der Abtriebswelle über eine Reibungskupplung verbindbar ist.

Die Erfindung wird im folgenden beispielhaft anhand der Zeichnungen beschrieben, in diesen ist:

Fig. 1 eine schematische Darstellung eines Antriebsstrangs mit einer Planetenradanordnung, die die vorliegende Erfindung enthält, und

Fig. 2 eine Wahrheitstabelle, die den Betriebszustand der verschiedenen, selektiv in Eingriff bringbaren Drehmomentübertragungsmechanismen der Planetenradanordnung von Fig. 1 beschreibt, wobei "X" einen in Eingriff stehenden Zustand darstellt, "C" einen in Eingriff stehenden Zustand für ein Leerlaufbremsen darstellt, "O" einen optionalen in Eingriff/außer Eingriff stehenden Zustand darstellt, und "G" einen Eingriff beim Anfahren des Fahrzeuges darstellt.

Ein in Fig. 1 gezeigter Antriebsstrang 10 weist einen Motor 12, einen Drehmomentwandler 14, ein Mehrgang-Getriebe 16 und einen Endantrieb 18 auf. Der Motor 12 ist eine herkömmliche Antriebsmaschine, wie ein Verbrennungsmotor. Der Drehmomentwandler ist eine herkömmliche hydrodynamische Einrichtung, und der Endantrieb ist ein herkömmlicher Reduktions- und Differentialzahnradmechanismus.

Das Getriebe 16 weist eine Planetenradanordnung auf, die drei einfache Planetenradsätze 20, 22 und 24, drei herkömmliche selektiv in Eingriff bringbare, fluidbetätigte, rotierende Drehmomentübertragungsmechanismen 26, 28 und 30, drei herkömmliche, selektiv in Eingriff bringbare, fluidbetätigte, feststehende Drehmomentübertragungsmechanismen 32, 34 und 36 und einen Freilaufdrehmomentübertragungsmechanismus 38 aufweist. Der Freilaufdrehmomentübertragungsmechanismus 38 und der Drehmomentübertragungsmechanismus 36 sind in zu einem Getriebegehäuse 42 parallelen Drehmomentübertragungspfaden angeordnet.

Die Drehmomentübertragungsmechanismen 26, 28 und 30 stehen in Antriebsverbindung mit einem Antriebsgehäuse 44, das mit dem Drehmomentwandler 14 über eine Abtriebswelle 46 in Antriebsverbindung steht. Das Gehäuse 44 ist über eine Nabe 48 mit einem Sonnenradelement 50 verbunden, das ein Bauteil des Planetenradsatzes 20 ist. Der Planetenradsatz 20 umfaßt auch ein Hohlradelement 52 und ein Trägerelement 54. Das Trägerelement 54 weist mehrere drehbar montierte Planetenradelemente 56 auf, die mit sowohl dem Sonnenradelement 50 als auch dem Hohlradelement 52 kämmen. Das Trägerelement 54 ist selektiv mit dem Antriebsgehäuse 44 über den Drehmomentübertragungsmechanismus 30 und mit dem Getriebegehäuse 42 über den Drehmomentübertragungsmechanismus 32 verbindbar. Das Hohlradelement 52 ist selektiv mit dem Gehäuse 42 durch den Drehmomentübertragungsmechanismus

34 verbindbar und kontinuierlich mit einem Sonnenradelement 58 verbunden, das ein Element des Planetenradsatzes 22 ist.

Der Planetenradsatz 22 umfaßt auch ein Hohlradelement 60 und ein Trägerelement 62, das mehrere drehbar montierte Planetenradelemente 64 aufweist, die in kämmender Beziehung mit sowohl dem Sonnenradelement 58 als auch dem Hohlradelement 60 angeordnet sind. Das Trägerelement 62 ist selektiv mit dem Antriebsgehäuse 44 über den Drehmomentübertragungsmechanismus 28 verbindbar und ist auch selektiv mit dem Getriebegehäuse 42 über den Drehmomentübertragungsmechanismus 36 und den Freilaufdrehmomentübertragungsmechanismus 38 verbindbar.

Das Trägerelement 62 steht in kontinuierlicher Antriebsverbindung mit einem Hohlradelement 66, das ein Bauteil des Planetenradsatzes 24 ist.

Der Planetenradsatz 24 umfaßt auch ein Sonnenradelement 68 und ein Trägerelement 70, das mehrere drehbar montierte Planetenradelemente 72 aufweist, die in kämmender Beziehung mit dem Sonnenradelement 68 und dem Hohlradelement 66 angeordnet sind. Das Sonnenradelement 68 ist selektiv mit dem Antriebsgehäuse 44 über den Drehmomentübertragungsmechanismus 26 verbindbar. Das Trägerelement 70 und das Hohlradelement 60 des Planetenradsatzes 22 stehen in kontinuierlicher Antriebsverbindung mit einer Abtriebswelle 74, die in Antriebsverbindung mit dem Endantriebsmechanismus 18 steht.

Die Planetenradanordnung 16 wird eine Rückwärtsantriebsübersetzung, einen Neutralzustand und sieben Vorwärtsantriebsübersetzungen zwischen der Antriebswelle 46 und der Abtriebswelle 74 bereitstellen, wenn die Drehmomentübertragungsmechanismen 26, 28, 20, 32, 34 und 36 selektiv gemäß dem Schema in Eingriff gebracht, das in der in Fig. 2 gezeigten Wahrheitstabelle dargelegt ist. Das Ineingriffbringen und Außereingriffbringen der Drehmomentübertragungsmechanismen 26, 28, 20, 32, 34 und 36 wird vorzugsweise von einer herkömmlichen elektronischen Steuereinheit (ECU), nicht gezeigt, die einen vorprogrammierten digitalen Computer umfaßt, auf allgemein bekannte Weise gesteuert.

Um die Rückwärtsantriebsübersetzung in der Planetenradanordnung 16 herzustellen, werden die Drehmomentübertragungsmechanismen 36 und 30 in Eingriff gebracht. Wie es in Fig. 2 gezeigt ist, wird der Drehmomentübertragungsmechanismus 30 in Eingriff gebracht, um das Fahrzeug im Rückwärtsgang anzufahren. Um dies zu bewerkstelligen, tritt der Eingriff des Drehmomentübertragungsmechanismus 30 mit einer Geschwindigkeit auf, die von der ECU auf allgemein bekannte Weise gesteuert wird. Mit dem Eingriff des Drehmomentübertragungsmechanismus 36 ist das Trägerelement 62 feststehend und das Sonnenradelement 58 wird vorwärts, in der Motordrehrichtung, angetrieben, so daß das Hohlradelement 60 und die Abtriebswelle 74 rückwärts rotieren.

Der Neutralzustand der Planetenradanordnung 16 wird hergestellt, wenn alle Drehmomentübertragungsmechanismen außer Eingriff stehen. Jedoch kann der Drehmomentübertragungsmechanismus 36 aktiv sein, ohne daß eine Antriebsübersetzung hergestellt wird. Dies wird ein Schalten vom Rückwärtsgang in den ersten Vorwärtsgang oder vom neutralen Gang in entweder den Rückwärtsgang oder den ersten Vorwärtsgang gestatten, wobei nur das Park- oder Garagenschaltenelement gesteuert wird.

Um die erste Vorwärtsübersetzung herzustellen, wird der Drehmomentübertragungsmechanismus 32 mit einer gesteuerten Geschwindigkeit in Eingriff gebracht. Entweder der Drehmomentübertragungsmechanismus 36 oder der Freilaufdrehmomentübertragungsmechanismus 38 wird das

Trägerelement 62 als ein Reaktionselement festlegen. Der gesteuerte Eingriff des Drehmomentübertragungsmechanismus 32 wird das Trägerelement 54 als ein Reaktionselement festlegen. Das Sonnenradelement 50 wird ein Antriebselement für die Planetenradanordnung 16 bereitstellen. Die Planetenradsätze 20 und 22 stellen die Reduktionsübersetzung für die erste Vorwärtsantriebsübersetzung bereit.

Um die zweite Vorwärtsantriebsübersetzung herzustellen, werden die Drehmomentübertragungsmechanismen 32 und 26 unter der Steuerung der ECU gegeneinander ausgetauscht, während der Drehmomentübertragungsmechanismus 38 in Eingriff bleibt. Das Sonnenradelement 68 wird das Antriebselement, und das Hohlradelement 66 wird das Reaktionselement. Das Hohlradelement 66 wird an einer Drehung durch den Drehmomentübertragungsmechanismus 36, wenn er in Eingriff steht, oder den Freilaufdrehmomentübertragungsmechanismus 38 gehindert. Dies ist dadurch ein Schalten mit einem einzigen Übergang, daß nur ein Drehmomentübertragungsmechanismus gelöst werden muß und nur ein Drehmomentübertragungsmechanismus in Eingriff gebracht werden muß. Das Lösen und Ineingriffbringen der Drehmomentübertragungsmechanismen wird von der ECU auf allgemein bekannte Weise gesteuert. Die zweite Übersetzung wird durch den Planetenradsatz 24 bereitgestellt.

Um die dritte Vorwärtsübersetzung herzustellen, werden der Freilaufdrehmomentübertragungsmechanismus 38 und der Drehmomentübertragungsmechanismus 32 gegeneinander ausgetauscht, wie von der ECU gesteuert, während der Drehmomentübertragungsmechanismus 26 in Eingriff bleibt. Dies ist ein Schalten mit einem einzigen Übergang. Der Freilaufdrehmomentübertragungsmechanismus 38 wird automatisch lösen, wenn das Hohlradelement 66 vorwärts rotiert. Die dritte Vorwärtsübersetzung ist eine Underdrive-Übersetzung, die durch alle drei Planetenradsätze 20, 22 und 24 hergestellt wird.

Das vierte Vorwärtsantriebsübersetzung wird durch das gegenseitige Austauschen der Drehmomentübertragungsmechanismen 32 und 34, wie von der ECU gesteuert, hergestellt, während der Drehmomentübertragungsmechanismus 26 in Eingriff bleibt. Dies ist ein Schalten mit einem einzigen Übergang. Der Eingriff des Drehmomentübertragungsmechanismus 34 wird das Sonnenradelement 58 als ein Reaktionselement in der Planetenradanordnung 16 festlegen. Das Sonnenradelement 68 bleibt das Antriebselement. Die vierte Vorwärtsübersetzung ist eine Underdrive-Übersetzung, die durch die Planetenradsätze 22 und 24 hergestellt wird.

Die fünfte Vorwärtsantriebsübersetzung wird durch das gegenseitige Austauschen der Drehmomentübertragungsmechanismen 34 und 28, wie von der ECU gesteuert, hergestellt, während der Drehmomentübertragungsmechanismus 26 in Eingriff bleibt. Dies ist ein Schalten mit einem einzigen Übergang. In der fünften Vorwärtsantriebsübersetzung stehen zwei Antriebsdrehmomentübertragungsmechanismen in Eingriff, was dazu führen wird, daß die Planetenradanordnung als eine einzige Einheit rotiert, um einen direkten Antrieb bereitzustellen. Es ist anzumerken, daß sowohl das Hohlradelement 66 als auch das Sonnenradelement 68 mit der Drehzahl der Antriebswelle 46 gedreht werden, so daß das Trägerelement 70 und die Abtriebswelle 74 auch mit der Drehzahl der Antriebswelle 46 rotieren werden.

Die sechste Vorwärtsantriebsübersetzung wird durch das gegenseitige Austauschen der Drehmomentübertragungsmechanismen 26 und 34 unter Steuerung der ECU hergestellt, während der Drehmomentübertragungsmechanismus 28 in Eingriff bleibt. Dies ist ein Schalten mit einem einzi-

gen Übergang. Der Drehmomentübertragungsmechanismus 34 legt das Sonnenradelement 58 als das Reaktionselement in der Planetenradanordnung 16 fest, und der Drehmomentübertragungsmechanismus 28 stellt das Antriebselement in der Planetenradanordnung 16 her. Dies stellt eine Overdrive-Übersetzung zwischen der Antriebswelle 46 und der Abtriebswelle 74 über den Planetenradsatz 22 dar.

Die siebte Vorwärtsantriebsübersetzungen wird durch das gegenseitige Austauschen der Drehmomentübertragungsmechanismen 34 und 32 unter der Steuerung der ECU hergestellt, während der Drehmomentübertragungsmechanismus 28 in Eingriff bleibt. Das Trägerelement 62 und das Sonnenradelement 50 sind die Antriebselemente für die Planetenradanordnung 16, und das Trägerelement 54 wird das Reaktionselement für die Planetenradanordnung 16. Die Planetenradsätze 20 und 22 stellen die siebte Vorwärtsübersetzung, die eine Overdrive-Übersetzung ist, zwischen der Antriebswelle 46 und der Abtriebswelle 74 her.

Während das Sonnenradelement 50 durch die Antriebswelle 46 kontinuierlich angetrieben wird, trägt der Planetenradsatz 20 nur zur Antriebsübersetzung bei, wenn der Drehmomentübertragungsmechanismus 32 in Eingriff steht. Dies tritt in den ersten, dritten und siebten Vorwärtsübersetzungen auf.

Die in Fig. 2 gezeigte Wahrheitstabelle stellt einen typischen Satz von Antriebsübersetzungen dar, die mit der vorliegenden Erfindung erhältlich sind. Der "OAR"-Ausdruck in der Wahrheitstabelle ist die Gesamtübersetzung zwischen der ersten Vorwärtsübersetzung und der siebten Vorwärtsübersetzung. Die Spalte Stufe stellt den Stufensprung zwischen benachbarten Übersetzungen dar, beispielsweise ist der Stufensprung zwischen der ersten und der zweiten Vorwärtsübersetzung 1,81. R1/S1 stellt das Verhältnis der Anzahl von Zähnen an dem Hohlrad 52 zur Anzahl an Zähnen am Sonnenrad 50 dar. R2/S2 und R3/S3 stellen entsprechende Werte für die jeweiligen Zahnräder in den Planetenradsätzen 22 und 24 dar.

Die Wahrheitstabelle in Fig. 2 macht auch deutlich, daß die Schaltvorgänge unter Auslassung eines einzigen Ganges (d. h., vom ersten Gang in den dritten Gang, vom zweiten Gang in den vierten Gang usw.) Schaltvorgänge mit einem einzigen Übergang sind. Nur ein einziger Drehmomentübertragungsmechanismus wird außer Eingriff gebracht, während nur ein einziger Drehmomentübertragungsmechanismus in Eingriff gebracht wird. Während eines Wechsels vom vierten in den sechsten Gang wird die Drehmomentübertragungseinrichtung 26 außer Eingriff gebracht, während die Drehmomentübertragungseinrichtung 28 in Eingriff gebracht wird. Fachleute werden die anderen Auslassungsschaltvorgänge mit einem einzigen Übergang erkennen. Die Gesamtübersetzung von 7,5 und ein annehmbarer Übersetzungsstufensprung stellen ein ausgezeichnetes Getriebe für LKW-Anwendungen bereit. Die große erste Übersetzung (4,870) stellt eine sehr gute Schleppkapazität bereit, und ermöglicht es, daß der Drehmomentwandler kleiner bemessen werden kann. Die erste große Übersetzung und die eng liegenden Übersetzungen (kleiner Stufensprung) werden bei manchen Anwendungen eine kleinere Motorabmessung gestatten. Die zweite Vorwärtsantriebsübersetzung ist ausreichend hoch, um ein Anfahren im zweiten Gang zu gestatten, wenn das Fahrzeug nicht schwer beladen ist. Während eines Starts im zweiten Gang, würde der Drehmomentübertragungsmechanismus 26 in Eingriff stehen, um das Anfahren des Fahrzeuges zu steuern.

Mit der vorliegenden Erfindung sind zwei Sechsgang-Getriebe verfügbar. Eines der Sechsgang-Getriebe verzichtet auf die siebte Übersetzung, um vier Underdrive-Übersetzungen, eine direkte Übersetzung und eine Overdrive-Übersetzung

bereitzustellen. Die Rückwärtsübersetzung ist unverändert. Die niedrige oder erste Übersetzung bleibt 4,870, um gute Anfahrigenschaften und ein gutes Schleppen sowohl für ein LKW-Getriebe als auch ein Automobilgetriebe bereitzustellen. Die sechste Übersetzung wird 0,742 und das OAR ist 6,6.

Das andere Sechsgang-Getriebe verzichtet auf die niedrige Übersetzung und ändert die R1/S1 und R3/S3-Übersetzungen zu 1,96, indem die Anzahl an Zähnen an den Sonnenrädern 50 und 68 von 58 Zähnen zu 50 Zähnen verändert wird. Dies legt die erste Übersetzung mit 2,96 und die sechste Übersetzung mit 0,656 fest, wobei das OAR bei 4,5 liegt. Dies wird ein Getriebe bereitstellen, das für Anwendungen in Kraftfahrzeugen mit Hinterradantrieb geeignet ist. Die Übersetzungsstufen sind eng, um ein sehr gutes Beschleunigungsvermögen und einen ruckfreien Gangwechsel herzustellen. Fachleute werden erkennen, daß die niedrige Übersetzung dieses Vorschlages durch den Planetenradsatz 24 bestimmt ist, und daß die zweiten und sechsten Vorwärtsübersetzungen teilweise durch den Planetenradsatz 20 hergestellt werden. Das Gangwechselmuster wird gleich dem in Fig. 2 für die zweiten bis siebten Übersetzungen gezeigt sein.

Mit der vorliegenden Erfindung ist eine weitere Abwandlung möglich, die ein Schaltgetriebe mit fünf Vorwärtsübersetzungen, einem Neutralzustand und einer Rückwärtsübersetzung ist. Dieses Getriebe weist vier Underdrive-Übersetzungen und eine direkte Antriebsübersetzung in der Vorwärtsrichtung auf. Andere gewöhnlich verwendete Fünfgang-Getriebe weisen mindestens eine Overdrive-Übersetzung auf, und die meisten besitzen zwei Overdrive-Übersetzungen. Der Drehmomentübertragungsmechanismus 28 ist weggelassen, wenn ein Fünfgang-Getriebe erwünscht ist. Dies wird die Gesamtlänge des Getriebes für ein verbessertes Packen und eine verbesserte Raumaussnutzung, insbesondere bei Vorderradantriebsanwendungen, verkürzen. Das Fünfgang-Getriebe wird vorzugsweise die Übersetzungen verwenden, die für die ersten bis fünften Übersetzungen in Fig. 2 aufgeführt sind. Ein OAR von 4,9 ist mit diesen Werten erhältlich, und die Anfahrübersetzung von 4,87 wird beibehalten.

Mit dem Weglassen des Drehmomentübertragungsmechanismus 28 wird die fünfte Übersetzung mit dem Eingriff der Drehmomentübertragungsmechanismen 26 und 30 hergestellt. Somit wird der Drehmomentübertragungsmechanismus 30 in sowohl der Rückwärtsübersetzung als auch der fünften Vorwärtsübersetzung angewandt. Der Wechsel zwischen der vierten Übersetzung und der fünften Übersetzung wird durch das gegenseitige Austauschen der Drehmomentübertragungsmechanismen 34 und 30 bewerkstelligt. Dies ist ein Schaltvorgang mit einem einzigen Übergang, und die Auslassungsschaltvorgänge bleiben Schaltvorgänge mit einem einzigen Übergang. Die große Anfahrübersetzung (4,87) gestattet eine kleinere Bemessung des Drehmomentwandlers, und die fünfte Übersetzung mit direktem Antrieb (Eins zu Eins) gestattet die Verwendung von niedrigen Transferübersetzungen in dem Endantrieb 18, der eine hohe Kraftstoffwirtschaftlichkeit der hohen Übersetzung liefert. Fachleute werden feststellen, daß die rotierenden Drehmomentübertragungsmechanismen 26, 28 und 30 gewöhnlich als Kupplungen bezeichnet werden, und die feststehenden Drehmomentübertragungsmechanismen 32, 34 und 36 gewöhnlich Bremsen oder feststehende Kupplungen genannt werden.

Patentansprüche

1. Mehrgang-Getriebe mit:

einer Antriebswelle,
 einer Abtriebswelle,
 einem ersten einfachen Planetengetriebe mit einem
 Sonnenradelement, einem Hohlradelement und einem
 Trägerelement, das mehrere drehbar montierte Plane- 5
 tenradelemente umfaßt, die in kämmender Beziehung
 mit sowohl dem Sonnenradelement als auch dem Hohl-
 radelement angeordnet sind, wobei das Sonnenradele-
 ment in kontinuierlicher Antriebsverbindung mit der
 Antriebswelle steht, 10
 einem zweiten einfachen Planetengetriebe mit einem
 Sonnenradelement, einem Hohlradelement und einem
 Trägerelement, das mehrere drehbar montierte Plane-
 tenradelemente umfaßt, die in kämmender Beziehung
 mit sowohl dem Sonnenradelement als auch dem Hohl- 15
 radelement angeordnet sind, wobei das Sonnenradele-
 ment in kontinuierlicher Antriebsverbindung mit dem
 Hohlradelement des ersten einfachen Planetenradsat-
 zes steht,
 einem dritten einfachen Planetengetriebe mit einem 20
 Sonnenradelement, einem Hohlradelement und einem
 Trägerelement, das mehrere drehbar montierte Plane-
 tenradelemente umfaßt, die in kämmender Beziehung
 mit sowohl dem Sonnenradelement als auch dem Hohl- 25
 radelement angeordnet sind, wobei das Trägerelement
 in kontinuierlicher Antriebsverbindung mit sowohl der
 Abtriebswelle als auch dem Hohlradelement des zwei-
 ten einfachen Planetenradsatzes steht, wobei das Hohl-
 radelement in kontinuierlicher Antriebsverbindung mit 30
 dem Trägerelement des zweiten einfachen Planetenrad-
 sates steht,
 einem ersten selektiv in Eingriff bringbaren Drehmo-
 mentübertragungsmechanismus, der selektiv zwischen
 die Antriebswelle und das Trägerelement des ersten 35
 einfachen Planetenradsatzes schaltbar ist,
 einem zweiten selektiv in Eingriff bringbaren Drehmo-
 mentübertragungsmechanismus, der selektiv zwischen
 die Antriebswelle und das Sonnenradelement des drit-
 ten einfachen Planetenradsatzes schaltbar ist,
 einem dritten selektiv in Eingriff bringbaren Drehmo- 40
 mentübertragungsmechanismus, der selektiv zwischen
 ein Getriebegehäuse und das Trägerelement des ersten
 einfachen Planetenradsatzes schaltbar ist,
 einem vierten selektiv in Eingriff bringbaren Drehmo- 45
 mentübertragungsmechanismus, der selektiv zwischen
 ein Getriebegehäuse und das Hohlradelement des er-
 sten einfachen Planetenradsatzes und das Sonnenrad-
 element des zweiten einfachen Planetenradsatzes
 schaltbar ist, und
 einem fünften selektiv in Eingriff bringbaren Drehmo- 50
 mentübertragungsmechanismus, der selektiv zwischen
 ein Getriebegehäuse und das Trägerelement des zwei-
 ten einfachen Planetenradsatzes und das Hohlradele-
 ment des dritten einfachen Planetenradsatzes schaltbar 55
 ist.

2. Mehrgang-Getriebe nach Anspruch 1 mit:

einem sechsten Drehmomentübertragungsmechanis-
 mus, der selektiv zwischen die Antriebswelle und das
 Trägerelement des zweiten einfachen Planetenradsat- 60
 zes und das Hohlradelement des dritten einfachen Pla-
 netenradsatzes schaltbar ist, und
 einem Freilaufdrehmomentübertragungsmechanismus,
 der zwischen dem Getriebegehäuse und dem Träger-
 element des zweiten einfachen Planetenradsatzes und
 dem Hohlradelement des dritten einfachen Planeten- 65
 radsatzes in einer zum fünften Drehmomentübertra-
 gungsmechanismus parallelen Drehmomentübertra-
 gungsbeziehung angeordnet ist.

3. Mehrgang-Schaltgetriebe mit:

einer Antriebswelle,
 einer Abtriebswelle,
 einer Planetenradanordnung, die zwischen der An-
 triebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist und
 einen ersten einfachen Planetenradsatz, einen zweiten
 einfachen Planetenradsatz und einen dritten einfachen
 Planetenradsatz umfaßt, wobei ein erstes Element des
 ersten einfachen Planetenradsatzes kontinuierlich mit
 einem ersten Element des zweiten einfachen Planeten-
 radsatzes verbunden ist, ein zweites Element des ersten
 einfachen Planetenradsatzes kontinuierlich mit der An-
 triebswelle verbunden ist, ein zweites Element des
 zweiten einfachen Planetenradsatzes kontinuierlich mit
 einem ersten Element des dritten einfachen Planeten-
 radsatzes verbunden ist, ein drittes Element des zwei-
 ten einfachen Planetenradsatzes kontinuierlich mit ei-
 nem zweiten Element des dritten einfachen Planeten-
 radsatzes und mit der Abtriebswelle verbunden ist,
 einem ersten rotierenden Drehmomentübertragungs-
 mechanismus, der selektiv zwischen die Antriebswelle
 und ein drittes Element des ersten einfachen Planeten-
 radsatzes schaltbar ist,
 einem zweiten rotierenden Drehmomentübertragungs-
 mechanismus, der selektiv zwischen die Antriebswelle
 und ein drittes Element des dritten einfachen Planeten-
 radsatzes schaltbar ist,
 einem ersten feststehenden Drehmomentübertragungs-
 mechanismus, der selektiv zwischen ein Getriebege-
 häuse und das dritte Element des ersten einfachen Pla-
 netenradsatzes schaltbar ist,
 einem zweiten feststehenden Drehmomentübertra-
 gungsmechanismus, der selektiv zwischen das Getrie-
 begehäuse und sowohl das erste Element des ersten
 einfachen Planetenradsatzes als auch das erste Element
 des zweiten einfachen Planetenradsatzes schaltbar ist,
 und
 einem dritten feststehenden Drehmomentübertra-
 gungsmechanismus, der selektiv zwischen das Getrie-
 begehäuse und sowohl die zweiten Elemente des zwei-
 ten einfachen Planetenradsatzes als auch das erste Ele-
 ment des dritten einfachen Planetenradsatzes schaltbar
 ist.

4. Mehrgang-Schaltgetriebe nach Anspruch 3 mit:

einem dritten rotierenden Drehmomentübertragungs-
 mechanismus, der selektiv zwischen die Antriebswelle
 und sowohl das zweite Element des zweiten einfachen
 Planetenradsatzes als auch das erste Element des drit-
 ten einfachen Planetenradsatzes schaltbar ist, und wo-
 bei
 die Drehmomentübertragungsmechanismen selektiv in
 Kombinationen von Zweien in Eingriff bringbar sind,
 um sieben Vorwärtsantriebsübersetzungen und eine
 Rückwärtsübersetzung zwischen der Antriebswelle
 und der Abtriebswelle herzustellen.

5. Mehrgang-Schaltgetriebe nach Anspruch 4, da- durch gekennzeichnet, daß

der erste einfache Planetenradsatz und der zweite ein-
 fache Planetenradsatz in Kombination dazu dienen,
 eine erste der Vorwärtsantriebsübersetzungen mit dem
 Eingriff des ersten feststehenden Drehmomentübertra-
 gungsmechanismus und des dritten feststehenden
 Drehmomentübertragungsmechanismus herzustellen,
 der dritte einfache Planetenradsatz dazu dient, eine
 zweite der Vorwärtsantriebsübersetzungen mit dem
 Eingriff des dritten feststehenden Drehmomentübertra-
 gungsmechanismus und des zweiten rotierenden Dreh-
 momentübertragungsmechanismus herzustellen, wobei

die zweite Vorwärtsübersetzung eine Stufe über der ersten Vorwärtsübersetzung liegt,
der erste einfache Planetenradsatz, der zweite einfache Planetenradsatz und der dritte einfache Planetenradsatz in Kombination dazu dienen, eine dritte Vorwärtsantriebsübersetzung mit dem Eingriff des ersten feststehenden Drehmomentübertragungsmechanismus und des zweiten rotierenden Drehmomentübertragungsmechanismus herzustellen, wobei die dritte Vorwärtsantriebsübersetzung zwei Stufen über der ersten Vorwärtsantriebsübersetzung liegt,
der zweite einfache Planetenradsatz und der dritte einfache Planetenradsatz in Kombination dazu dienen, eine vierte der Vorwärtsantriebsübersetzungen mit dem Eingriff des zweiten rotierenden Drehmomentübertragungsmechanismus und des zweiten feststehenden Drehmomentübertragungsmechanismus herzustellen, wobei die vierte Vorwärtsantriebsübersetzung drei Stufen über der ersten Vorwärtsantriebsübersetzung liegt,
der zweite einfache Planetenradsatz dazu dient, eine sechste der Vorwärtsantriebsübersetzungen mit dem Eingriff des dritten rotierenden Drehmomentübertragungsmechanismus und des zweiten feststehenden Drehmomentübertragungsmechanismus herzustellen, wobei die sechste Vorwärtsantriebsübersetzung fünf Stufen über der ersten Vorwärtsantriebsübersetzung liegt, und
der erste einfache Planetenradsatz und der zweite einfache Planetenradsatz in Kombination dazu dienen, eine siebte der Vorwärtsantriebsübersetzungen mit dem Eingriff des dritten rotierenden Drehmomentübertragungsmechanismus und des ersten feststehenden Drehmomentübertragungsmechanismus herzustellen, wobei die siebte Vorwärtsantriebsübersetzung sechs Stufen über der ersten Antriebsübersetzung liegt.
6. Mehrgang-Schaltgetriebe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß eine erste und niedrigste und eine siebte und höchste Übersetzung der Vorwärtsdrehzahlübersetzungen durch die Planetenwirkung des ersten einfachen Planetenradsatzes und des zweiten Planetenradsatzes hergestellt werden.
7. Mehrgang-Schaltgetriebe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß
eine erste, eine zweite, eine dritte und eine vierte Übersetzung der Vorwärtsdrehzahlübersetzungen Underdrive-Übersetzungen sind,
eine fünfte der Vorwärtsdrehzahlübersetzungen eine direkte Antriebsübersetzung ist, und
eine sechste und eine siebte der Vorwärtsdrehzahlübersetzungen Overdrive-Übersetzungen sind.
8. Mehrgang-Schaltgetriebe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der dritte Planetenradsatz durch den Eingriff der zweiten und dritten rotierenden Drehmomentübertragungsmechanismen in einem direkten Antriebszustand gehalten wird.

Hierzu 1 Seite(n) Zeichnungen

60

65

- Leerseite -

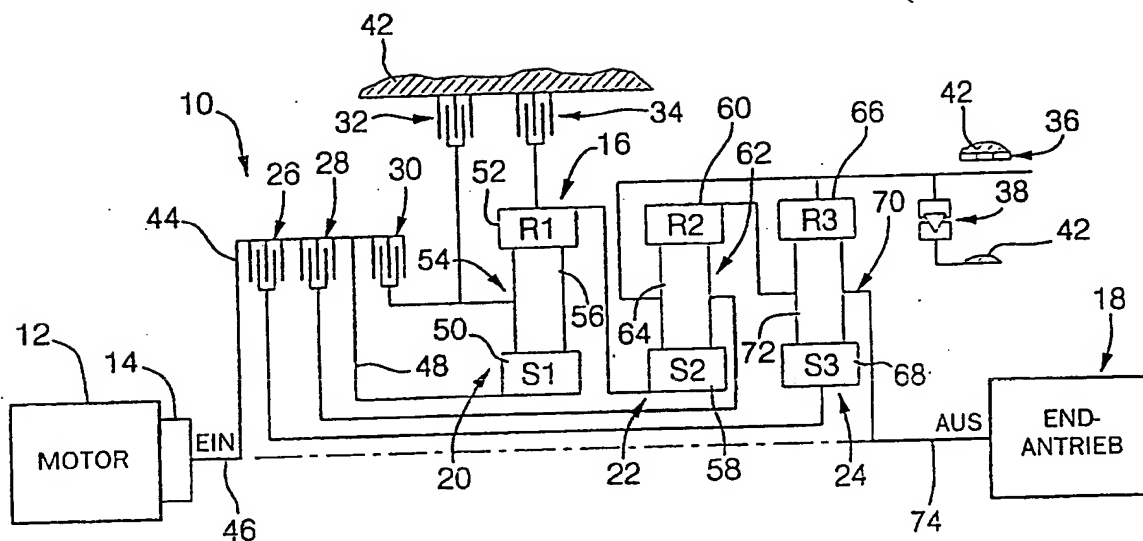


FIG. 1

SCHALTDIAGRAMM			DREHMOMENTÜBERTRAGUNGSMECHANISMUS							
GANG	VERHÄLT-NIS	STUFE	36	30	38	32	26	34	28	
RUE	-2,888		X	G						
NEU			O							
1.	4,870		C		X	G				
2.	2,890	1,81	C		X		X			
3.	1,933	1,39				X	X			
4.	1,435	1,35					X	X		
5.	1,000	1,44					X		X	
6.	0,742	1,35						X	X	
7.	0,644	1,15				X			X	
OAR	7,5		R1/S1 1,69			2/2 2,88			3/3 1,69	

FIG. 2